

Міністерство освіти і науки України

Національний університет водного господарства та  
природокористування

Навчально-науковий механічний інститут

Кафедра теоретичної механіки, інженерної графіки та машинознавства

**02-05-125**

### **МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ**

до виконання лабораторних робіт з дисципліни «Деталі машин»  
для здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського) рівня  
за освітньо-професійними програмами  
«Галузеве машинобудування», «Агроінженерія» спеціальностей  
133 «Галузеве машинобудування», 208 «Агроінженерія»  
денної та заочної форм навчання

Рекомендовано науково-методичною  
радою з якості ННМІ  
Протокол № 2 від 07 квітня 2020 р.

Рівне – 2020

Методичні вказівки до виконання лабораторних робіт з дисципліни «Деталі машин» для здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського) рівня за освітньо-професійними програмами «Галузеве машинобудування», «Агроінженерія» спеціальностей 133 «Галузеве машинобудування», 208 «Агроінженерія» денної та заочної форм навчання [Електронне видання] / Стрілець О. Р., Стрілець В. М. – Рівне: НУВГП, 2020. – 29 с.

Укладачі:

Стрілець О. Р., кандидат технічних наук, доцент кафедри теоретичної механіки, інженерної графіки та машинознавства НУВГП;

Стрілець В. М., кандидат технічних наук, професор кафедри теоретичної механіки, інженерної графіки та машинознавства НУВГП.

Відповідальний за випуск: Козяр М. М., доктор педагогічних наук, доцент, завідувач кафедри теоретичної механіки, інженерної графіки та машинознавства НУВГП.

Керівник групи забезпечення спеціальності

133 «Галузеве машинобудування» \_\_\_\_\_ Кравець С. В.

Керівник групи забезпечення спеціальності 208 «Агроінженерія» \_\_\_\_\_

Налобіна О. О.

## Зміст

Вступ	3
Лабораторна робота №1	4
Лабораторна робота №2	7
Лабораторна робота №3	10
Лабораторна робота №4	15
Лабораторна робота №5	20
Лабораторна робота №6	23
Лабораторна робота №7	27
Література	29

© Стрілець О. Р., Стрілець В. М., 2020  
© НУВГП, 2020

## **ВСТУП**

Дисципліну «Деталі машин» студенти вивчають на лекціях, практичних і лабораторних заняттях та при виконанні курсового проекту.

Виконання лабораторних робіт з дисципліни «Деталі машин» дозволяє поглибити та закріпити теоретичний матеріал отриманий на лекціях, а також отримати практичні навички вирішення практичних інженерних задач, користування вимірювальною технікою та проведення експериментальних досліджень.

Методичні вказівки до виконання лабораторних робіт з дисципліни «Деталі машин» призначені для здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського) рівня за освітньо-професійними програмами «Галузеве машинобудування», «Агроінженерія» спеціальностей 133 «Галузеве машинобудування», 208 «Агроінженерія» денної та заочної форм навчання.

Дані методичні вказівки дозволяють забезпечити максимальну самостійність студентів під час підготовки до лабораторних робіт та їх виконанні.

## **ПРО ПОРЯДОК ПІДГОТОВКИ ДО ПРОВЕДЕННЯ ЛАБОРАТОРНИХ РОБІТ, ЇХ ОФОРМЛЕННЯ ТА ЗАХИСТУ**

Дані методичні вказівки дозволяють забезпечити максимальну самостійність студентів при підготовці до лабораторних робіт і їх виконання. На заняття студент має прийти підготовленим з теоретичних питань і методиці проведення даної лабораторної роботи, мати при собі заготовлену форму для складання звіту, який виконується в звичайному або спеціальному зошиті.

Звіт включає число і тему лабораторної роботи, мету роботи, основні теоретичні посилання з розрахунковими формулами і поясненнями до них, таблиці результатів вимірювань та їх обчислень, координатні осі для побудови графічних залежностей і висновки. Оформлений звіт подається до захисту.

Перед початком проведення лабораторних робіт проводиться інструктаж з охорони праці про що записується у спеціальному журналі. Роботи виконуються під керівництвом викладача і лаборанта.

## ЛАБОРАТОРНА РОБОТА №1

### ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЯГОВОЇ ЗДАТНОСТІ ТА КОЕФІЦІЄНТА ТЕРТЯ ПАСОВОЇ ПЕРЕДАЧІ

**Мета роботи:** 1. Встановити залежність тягової здатності пасової передачі від початкового натягу паса. 2. Визначити величину коефіцієнтів тертя і тяги.

#### ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ

Несуча здатність пасової передачі оцінюється величиною колової сили (корисного навантаження паса), яка визначається з виразу

$$F_t = F_1 - F_2, \quad (1.1)$$

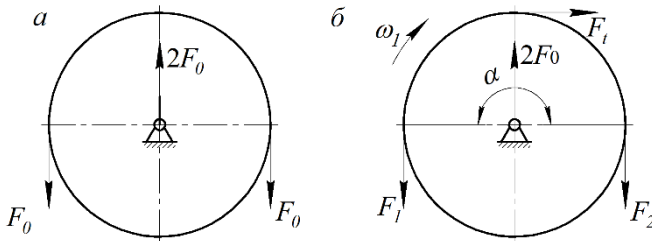
де  $F_1$  – сила в набігаючій на шків вітці паса,  $H$ ;  $F_2$  – сила в збігаючій зі шківів вітці паса,  $H$ . Вказані сили  $F_1$  і  $F_2$  виникають у вітках паса рухомої передачі (див. *рис.1.1, б*).

Безпосередній зв'язок між силами у вітках паса, що охоплює шків, визначається за формулою Л.Ейлера.

$$F_1 = F_2 e^{f\alpha}, \quad (1.2)$$

де  $e = 2,72$  – основа натурального логарифма;  $\alpha = \pi$  – кут охоплення шківів пасом;  $f$  – коефіцієнт тертя між пасом і шківом.

#### Схеми навантажень



**Рис. 1.1.**

*а* – при нерухомому шківі; *б* – при рухомому шківі

З формули (1.2) видно, що тягова здатність пасової передачі залежить від кута  $\alpha$  та коефіцієнта  $f$ . Крім того, несуча здатність пасової передачі залежить від сили початкового натягу паса  $F_0$ . Сила початкового натягу паса створюється у вітках паса нерухомої передачі (див. *рис.1.1, а*). Із рівності сил у вітках паса нерухомої і рухомої передачі отримаємо вираз

$$2F_0 = F_1 + F_2. \quad (1.3)$$

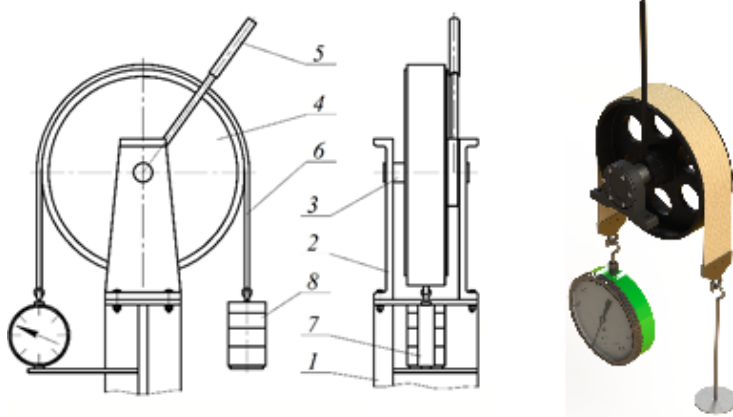
Відношення колової сили  $F_t$  до сумарного натягу віток паса рівного  $2F_0$  називається коефіцієнтом тяги  $\varphi$ , тобто

$$\varphi = \frac{F_t}{2F_0}. \quad (1.4)$$

Коефіцієнт тяги  $\varphi$ , як безрозмірний параметр, використовують для порівняння тягової здатності передач різних типів у порівнянні з передачею, що має передаточне відношення рівне одиниці ( $u=1$ ).

**Опис установки.** Лабораторна установка (рис. 1.2) складається з рами 1, на якій закріплені опори 2. На опорах 2 в підшипниках кочення встановлена вісь 3 зі шківом 4. До маточини шківів 4 жорстко прикріплений важіль 5. Пас 6 шківів 4 охоплює та одним кінцем з'єднаний з динамометром 7, а до другого кінця підвішено вантаж 8 на шальку 9.

### Схема та модель установки



**Рис. 1.2.**

Так як установка являє собою частину пасової передачі, то навантаження приймаються за показами динамометра 7: у збігаючій вітці паса  $F_2$  при нерухомому шківу 4 (важіль 5 знаходиться у вертикальному положенні), а у набігаючій –  $F_1$  при рухомому шківу.

Найбільший натяг паса  $F_{0\max}$  знаходимо з умови його міцності

$$\sigma_0 = \frac{F_{0\max}}{b\delta}, \quad (1.5)$$

де  $b$  – ширина паса, мм;  $\delta$  – товщина паса, мм.

Для досліджуваних плоских (прогумованого та бавовняного) пасів:  $\sigma_0 = 1,8 \text{ МПа}$ ;  $b = 55 \text{ мм}$ ;  $\delta = 3,5 \text{ мм}$ , тоді  $F_{0\max} = \sigma_0 b \delta = 1,8 \cdot 55 \cdot 3,5 = 346,5 \text{ Н}$ .

## ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ

1. Складають установку.
2. При підвішеній шальці 9 (без вантажу 8), встановлюють стрілку динамометра 7 на відмітку "0".
3. На шальку 9 підвішують вантаж 8 і за показами динамометра 7 визначають його значення – тобто силу  $F_2$ .
4. За допомогою важеля 5 обертають шків 4 в напрямку, при якому, вітка з вантажем 8 являється збігаючою, одночасно, з динамометра 7 знімають покази навантаження в набігаючій вітці  $F_1$ .
5. Досліди по пп. 3 і 4 проводять 3-4 рази, збільшуючи величину вантажу 8. Величина вантажу 8 не може перевищувати значення  $F_{0max}$ . Дані  $F_1$  і  $F_2$  заносять в *табл.1.1*.
6. Користуючись формулами (1.1) та (1.3) знаходять значення, відповідно, колової сили  $F_t$  та сили попереднього натягу  $F_0$ .
7. За формулами (1.2) та (1.4) визначають значення коефіцієнтів – відповідно: тертя  $f$  та тяги  $\varphi$ .
8. Отримані значення величин  $F_t$ ,  $F_0$ ,  $f$  та  $\varphi$  заносять в *табл.1.1*.
9. Будують графіки залежності  $F_t = f(F_0)$ .
10. Роблять висновки.

*Таблиця 1.1.*

### Результати вимірювань та обчислень

Матеріал	№ виміру	$F_1, H$	$F_2, H$	$F_t, H$	$F_0, H$	$f$	$\varphi$
бавовняний	1						
	2						
	3						
	4						
прогумований	1						
	2						
	3						
	4						

### ЛАБОРАТОРНА РОБОТА №2

## ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЙ РЕДУКТОРІВ З ПЕРЕДАЧАМИ ЗАЧЕПЛЕННЯМ

**Мета роботи:** 1. Вивчити конструкцію редуктора з зубчастими або черв'ячними передачами, послідовність його розбирання та складання. 2. Ознайомитися з основними вимогами, які висувають при розбиранні та складанні редуктора. 3. Скласти специфікацію складальних одиниць і деталей редуктора.

### ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ

Редуктор – зубчаста, черв'ячна, або зубчато-черв'ячна передача встановлена в закритому жорсткому корпусі. Він служить для зниження кутової швидкості (частоти обертання) і підвищення обертового моменту на веденому валу.

Установка зубчастих передач в жорсткий закритий корпус забезпечує високу точність зачеплення, гарантує точність складання, краще мащення, більш високий к.к.д., менший знос, а також надійний захист від попадання пилю та бруду.

**Опис установки.** На рис.2.1 (як один з можливих прикладів) показаний двохступінчастий редуктор з циліндричними косозубими колесами.

### Схема і зображення двохступінчастого зубчастого редуктора

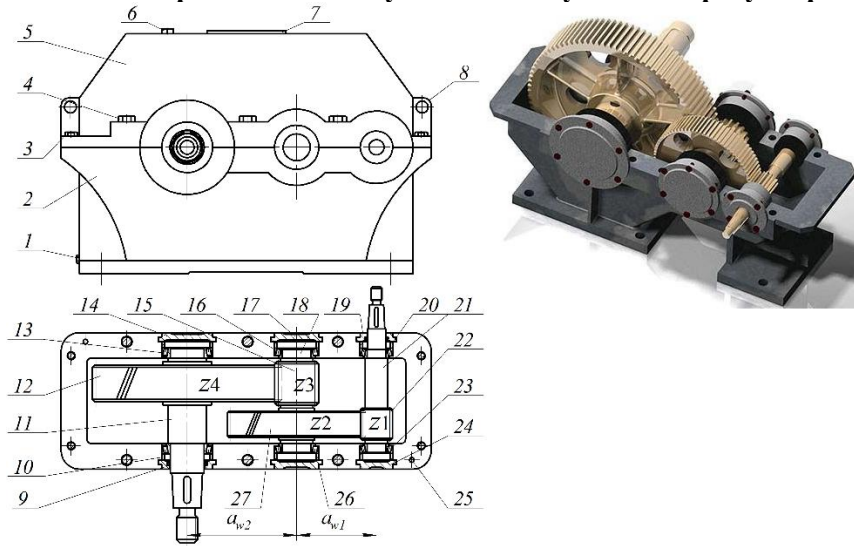


Рис. 2.1.

Редуктор складається з корпусу 2, в якому встановлені вали 11, 18 та 21 на яких знаходяться зубчасті колеса 12, 15, 22 та 27 (шестерні 15 та 22 виконані заодно з валами 18 та 21 відповідно). Вали 11, 18 та 21 встановлені в корпусі 2 на підшипниках 13, 16 та 23. Корпус 2 закритий кришкою 5. У верхній частині кришки 5 виконано оглядове вікно 7 для огляду зачеплення зубчастих коліс та заливання масла. Машення редуктора необхідне для зменшення втрат потужності на тертя в зачепленні та підшипниках, зносу поверхонь тертя, нагріву передачі та шуму при роботі.

Підшипники 13, 16 та 23 фіксуються втулками 10, 20 та 26 і закриті кришками 9, 14, 17, 19 та 24 і т.д.

Для випуску та встановлення рівня масла в корпусі передбачений отвір, який закритий пробкою 1. Крім того, для контролю рівня масла використовується жезловий масловказівник 6. В кришці оглядового вікна 7, для вирівнювання тиску виконана віддушину. Для транспортування або підйому редуктора на кришці 5 виконані «вуха» 8. При складанні редуктора положення кришки 5 відносно корпусу 2 фіксується двома штифтами 25. Кришка 5 кріпиться до корпусу 2 за допомогою гвинтів 3 та 4.

Для захисту від попадання пилу та бруду, а також для запобігання витікання масла, стінки під кришками ущільнюються прокладками, а між кришками і валами – манжетами.

При складанні редуктора контролюють:

- відповідність дійсних міжосьових відстаней  $a_w$  розмірам, вказаним на кресленнях;
- паралельність осей валів;
- взаємне розміщення коліс в осьовому напрямку;
- ступінь прилягання зубів в зачепленні зубчастих коліс;
- величину бокових зазорів в зачепленні між зубцями;
- величину осьових люфтів валів.

### ***ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ***

1. Відгвинчують болти 3 та 4 і знімають кришку 5 редуктора.
2. Знайомляться з конструкцією редуктора.

***Примітка.*** Редуктор може відрізнятися своєю конструкцією від описаного. Тому потрібно визначитися з цими відмінностями.



3. Підраховують числа зубців коліс, вимірюють міжосьові відстані, кути нахилу зубців і їх значення заносять до *табл. 2.3*.

4. Встановлюють кришки підшипників 9, 14, 17, 19 та 24 і за допомогою прокладок регулюють осьові люфти валів 11, 18 та 21. Величина осьових люфтів контролюється індикатором, встановленим на стояку.

5. Закінчують складати редуктор і за допомогою індикатора контролюють осьові люфти кінців валів 11 і 21.

6. Перевіряють плавність і легкість обертання складених передач, обертанням вала 21. Передача повинна обертатися плавно, без поштовхів.

7. Всі дані вимірів і розрахунків заносять в *табл. 2.1*.

*Таблиця 2.1.*

### Результати вимірів і розрахунків

Найменування	Позначення / Визначення	Перша ступінь	Друга ступінь
Вимірювання			
Міжосьова відстань, мм	$a_w$		
Число зубців шестерні	$z_{ш}$		
Число зубців колеса	$z_k$		
Ширина вінця	$b$		
Довжина зуба	$l$		
Обчислення			
Кут нахилу зубів	$\beta = \arccos \frac{b}{l}$		
Модуль зачеплення, мм	$m_n = \frac{2a_w}{z_{ш} + z_k} \cos \beta$		
Передаточне число	$u_I = \frac{z_k}{z_{ш}}$		
Загальне передаточне число редуктора	$u_{заг} = u_I u_{II}$		

## ЛАБОРАТОРНА РОБОТА №3

### ВИЗНАЧЕННЯ ГЕОМЕТРИЧНИХ РОЗМІРІВ, КІНЕМАТИЧНИХ І СИЛОВИХ ПАРАМЕТРІВ ПЕРЕДАЧ ЗАЧЕПЛЕННЯМ

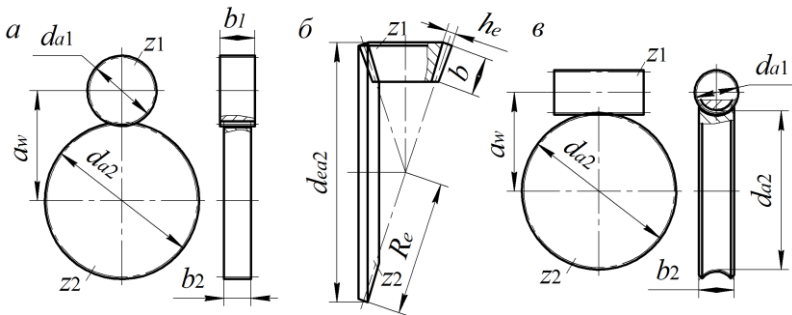
**Мета роботи:** 1. Навчитися експериментально-розрахунковим шляхом визначати основні геометричні розміри для запропонованих зубчастих і черв'ячних передач. 2. Виходячи із одержаних геометричних розмірів цих передач, визначити їх кінематичні і силові параметри.

#### ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ

Рациональне використання передач зачепленням при різних режимах навантаження залежить від правильності визначення їх геометричних, кінематичних і силових параметрів. Так, наприклад, зміна кутової швидкості ведучого вала викликає зміну потужності при заданому крутному моменті, який, в свою чергу, залежить від геометричних параметрів передачі.

Практично основні геометричні параметри існуючих передач зачепленням (див. *рис.3.1*) можна визначити розрахунком або безпосереднім вимірюванням.

#### Основні геометричні параметри передач зачепленням



*а* – циліндрична; *б* – конічна; *в* – черв'ячна.

**Рис. 3.1.**

Для визначення кінематичних та силових параметрів передач зачепленням необхідно знати наступні геометричні параметри:

**Циліндрична передача.**  $z_1, z_2$  – число зубців шестерні та колеса відповідно;  $d_{a1}, d_{a2}$  – діаметри вершин зубців відповідно шестерні та колеса, мм;  $b_2$  – ширина зубчастого вінця колеса, мм.

**Конічна передача.**  $z_1, z_2$  – число зубців шестерні та колеса відповідно;  $d_{ea1}$  – зовнішній діаметр вершин зубців шестерні, мм;  $h_e$  – висоту зуба по зовнішньому діаметру, мм;  $b$  – ширину зубчастого вінця, мм.

*Черв'ячна передача.*  $z_1, z_2$  – число заходів черв'яка та зубців черв'ячного колеса відповідно;  $d_{a1}, d_{a2}$  – діаметри вершин витків черв'яка та вершин зубців черв'ячного колеса відповідно, мм;  $b_2$  – ширина зубчастого вінця черв'ячного колеса, мм.

До кінематичних параметрів передач зачепленням відносяться:  $u$  – передаточне відношення;  $v$  – колова швидкість, м/с;  $\omega$  – кутова швидкість, рад/с ( $n$  – частота обертання, об/хв).

Передаточне відношення

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1}. \quad (3.1)$$

Визначивши необхідні геометричні розміри і кінематичні параметри, знаючи із яких матеріалів виконані зубчасті колеса, можна визначити допустимі величини обертового моменту та потужності.

Потужність на ведучому валу передачі зачепленням (на валу шестерні або черв'яка), кВт.

$$N_1 = \frac{M_1 \omega_1}{1000}, \quad (3.2)$$

де  $M_1$  – крутний момент на ведучому валу передачі зачепленням (на валу шестерні або черв'яка), Нм.

Обертовий момент визначається із умови втомної контактної міцності поверхонь зубців зубчастих коліс за допустимими контактними напруженнями  $[\sigma_H]$ . Наближені значення допустимих контактних напружень матеріалів, які найчастіше використовуються при виготовленні передач зачепленням загального призначення наведені в табл.3.1, [1, 2, 5].

Таблиця 3.1.

**Матеріали передач зачепленням та їх допустимі контактні напруження**

	передача	
	циліндрична	Конічна
шестерня (черв'як)	Сталь 45, [ $\sigma_H$ ]=320МПа	черв'ячна сталь 45
колесо	Сталь 35, [ $\sigma_H$ ]=300МПа	Бронза ОЦС 6-6-3, [ $\sigma_H$ ]=250МПа
		Чавун СЧ15, [ $\sigma_H$ ]=160МПа

### 3.1. Для циліндричної передачі.

$$M_1 = \left( \frac{[\sigma_H] d_1}{Z_H Z_M Z_\varepsilon} \right)^2 \frac{b_2 u}{2 K_H (u+1)}, \quad (3.3)$$

де  $Z_H$  – безрозмірний коефіцієнт, який враховує форму спряжених поверхонь зубців: для прямозубих –  $Z_H = 1,77$ , для косозубих –  $Z_H = 1,76 \dots 1,62$ ; для шевронних –  $Z_H = 1,57$ ;  $Z_M = 275 \cdot 10^3 \text{ Па}^{1/2}$  – коефіцієнт, який враховує механічні властивості матеріалів зубчастих коліс;  $Z_\varepsilon$  – коефіцієнт сумарної довжини контактних ліній спряжених зубців коліс: для прямозубих –  $Z_\varepsilon = 0,9 \dots 1,0$ , для косозубих і шевронних  $Z_\varepsilon = 0,8$ .  $K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv}$  – коефіцієнт навантаження:  $K_{H\alpha}$  – коефіцієнт розподілення навантаження між зубами: для прямозубих  $K_{H\alpha} = 1,0$ , для косозубих і шевронних  $K_{H\alpha} = 1,09 \dots 1,16$ ;  $K_{H\beta}$  – коефіцієнт розподілу навантаження по ширині вінця зубчастого колеса: при симетричному розміщенні зубчастих коліс відносно опор  $K_{H\beta} = 1$ , при несиметричному –  $K_{H\beta} = 1,02 \dots 1,05$ ;  $K_{Hv}$  – коефіцієнт динамічного навантаження: для прямозубих –  $K_{Hv} = 1,04 \dots 1,12$ , для косозубих і шевронних –  $K_{Hv} = 1,01 \dots 1,05$ . Значення коефіцієнтів прийнято згідно рекомендацій [5].  $d_1$  – дільний діаметр шестерні, мм

$$d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta}, \quad \text{де } m_n - \text{модуль, мм; } \beta - \text{кут нахилу зубів.}$$

Розрахункове значення модуля:

$$m'_n = \frac{d_{a1}}{z_1 + 2}.$$

Із таблиць, [1, 2, 5] приймаємо стандартний модуль  $m_n$ .

### 3.2. Для конічної передачі.

$$M_1 = \left( \frac{[\sigma_H] d_{m1}}{Z_H Z_M Z_\varepsilon} \right)^2 \frac{0,425 b u}{K_H \sqrt{u^2 + 1}}, \quad (3.4)$$

де  $Z_H, Z_M, Z_\varepsilon$  – розрахункові коефіцієнти, описані в п.3.1. Для конічної передачі:  $Z_H = 1,76$ ,  $Z_M = 275 \cdot 10^3 \text{ Па}^{1/2}$ ,  $Z_\varepsilon = 0,9 \dots 1,0$ ;  $K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv}$  – коефіцієнт навантаження, описаний в п.3.1. Для конічної передачі:  $K_{H\alpha} = 1,0$ ; при симетричному розміщенні зубчастих коліс відносно опор  $K_{H\beta} = 1$ , при несиметричному –  $K_{H\beta} = 1,02 \dots 1,05$ ;  $K_{Hv} = 1,04 \dots 1,12$ .

$d_{m1} = m_m z_1$  – середній дільний діаметр, мм.

$$m_m = m_e - \frac{b}{\sqrt{z_1^2 + z_2^2}}, \quad m_e = \frac{h_e}{2,2},$$

де  $m_m$  – середній коловий модуль;  $m_e$  – зовнішній коловий модуль, мм.

### 3.3. Для черв'ячної передачі.

$$M_1 = \left( \frac{[\sigma_H] d_2}{Z_H Z_M Z_\varepsilon} \right)^2 \frac{b_2}{2 K_H u \eta}, \quad (3.5)$$

де  $Z_H, Z_M, Z_\varepsilon$  – розрахункові коефіцієнти, описані в п.3.1.

Для черв'ячної:  $Z_H = 1,6$ ; для чавунних коліс  $Z_M = 215 \cdot 10^3 \text{ Па}^{1/2}$ , для бронзових і латунних коліс  $Z_M = 210 \cdot 10^3 \text{ Па}^{1/2}$ ;  $Z_\varepsilon = 0,85$ .  $K_H = K_{H\beta} K_{H\gamma}$  – коефіцієнт навантаження:

$$K_{H\beta} = 1 + \left( \frac{z_2}{\theta} \right)^3 (1 - X),$$

де  $\theta$  – коефіцієнт деформації черв'яка приймається із *табл.3.2* в залежності від коефіцієнта діаметра черв'яка  $q = (d_{a1} - 2m) / m$  і числа заходів черв'яка  $z_1$ ;  $d_2 = m z_2$  – дільний діаметр черв'ячного колеса, мм;  $m$  – модуль, мм.

Розрахункове значення модуля  $m' = \frac{d_{a2}}{z_2 + 2}$ .

Із таблиць, [1, 2, 5] приймаємо стандартний модуль  $m$ .

$X$  – коефіцієнт, який враховує вплив режиму навантаження: для важкого  $X = 0,72$ , для середнього  $X = 0,5$ , для легкого  $X = 0,31$ ;  $K_{H\gamma} = 1,1 \dots 1,25$ ;  $\eta$  – к.к.д. черв'ячної передачі: при  $z_1 = 1$ ,  $\eta = 0,6$ ;  $z_1 = 2$ ,  $\eta = 0,75$ ;  $z_1 = 3$ ,  $\eta = 0,9$ ;  $z_1 = 4$ ,  $\eta = 0,92$ , [2, 5].

Таблиця 3.2.

Значення коефіцієнта  $\theta$

$z_1$	$q$								
	7,5	8	9	10	11	12	13	14	15
1	63	72	89	108	127	147	163	179	194
2	50	57	71	86	102	117	134	149	163
3	46	51	61	76	89	103	118	131	144
4	42	47	58	70	82	94	108	120	131

### ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ

1. Знайомляться з конструкціями передач зачепленням, схеми з *рис.3.1*.
2. Підраховують число зубців зубчастих коліс і число заходів черв'яка  $z_1, z_2$ .
3. Визначають передаточні відношення передач  $u$ .
4. Вимірюють  $d_{a1}, d_{a2}$  – діаметри вершин зубців шестерні та колеса;  $b_2$  – ширину зубчастого вінця колеса циліндричної передачі.
5. Вимірюють  $d_{ea1}$  – зовнішній діаметр вершин зубців шестерні;  $h_e$  –

висоту зуба по зовн. діаметру;  $b$  – ширину вінця конічної передачі.

6. Вимірюють  $d_{a1}$ ,  $d_{a2}$  – діаметри вершин витків черв’яка та вершин зубців черв’ячного колеса;  $b_2$  – ширину вінця черв’ячного колеса.

7. За формулами (3.3), (3.4) та (3.5) визначають допустимий крутний момент на ведучих валах досліджуваних передач.

8. За формулою (3.2) визначають потужність досліджуваних передач зачепленням для наступних величин кутової швидкості  $\omega_1$ : 75, 100, 150, 300  $\text{с}^{-1}$ .

9. Результати вимірювань і обчислень заносять відповідно в табл.3.3- 3.5.

10. Будують графіки залежності  $N_1 = f(\omega_1)$ .

11. Роблять висновки.

Таблиця 3.3.

### Параметри циліндричної передачі

вимірюється					обчислюється						
$z_1$	$z_2$	$d_{a1}$ , мм	$d_{a2}$ , мм	$b_2$ , мм	$m_n$ , мм	$d_1$ , мм	$u$	$[\sigma_H]$ , МПа	$M_1$ , Нм	$\omega_1$ , $\text{с}^{-1}$	$N_1$ , кВт
										75	
										100	
										150	
										300	

Таблиця 3.4.

### Параметри конічної передачі

вимірюється					обчислюється						
$z_1$	$z_2$	$d_{ea1}$ , мм	$h_e$ , мм	$b$ , мм	$m_m$ , мм	$d_{m1}$ , мм	$u$	$[\sigma_H]$ , МПа	$M_1$ , Нм	$\omega_1$ , $\text{с}^{-1}$	$N_1$ , кВт
										75	
										100	
										150	
										300	

Таблиця 3.5.

### Параметри черв’ячної передачі

вимірюється					обчислюється							
$z_1$	$z_2$	$d_{a1},$ <i>мм</i>	$d_{a2},$ <i>мм</i>	$b_2,$ <i>мм</i>	$m,$ <i>мм</i>	$d_2,$ <i>мм</i>	$q$	$u$	$[\sigma_H],$ <i>МПа</i>	$M_1,$ <i>Нм</i>	$\omega_1,$ $c^{-1}$	$N_1,$ <i>кВт</i>
											75	
											100	
											150	
											300	

## ЛАБОРАТОРНА РОБОТА №4

### ВИЗНАЧЕННЯ КРИТИЧНОЇ ЧАСТОТИ ОБЕРТАННЯ ВАЛА

**Мета роботи:** Дослідити вплив деяких характеристик диска-маси, його дебалансу і розміщення на критичну частоту обертання вала з відомими параметрами.

#### ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ

Вали швидкохідних машин перевіряють на пружні коливання. Основними збуджуючими силами, які викликають коливання, являються сили від незрівноваженостей встановлених на них деталях. При співпаданні або кратності частот вимушених і власних коливань такої системи настає *резонанс*, при якому інтенсивно ростуть амплітуди коливань вала і вібрації установки. Кутова швидкість або частота обертання вала, при якій настає резонанс називається *критичною*.

Для виключення резонансу розміри вала вибирають такими, при яких частоти власних і вимушених коливань системи не співпадають і не близькі між собою.

Коливальна система являє собою вал постійного перерізу, на який насаджений незбалансований диск (рис.4.1), масою  $m$ .

#### Схема коливальної системи

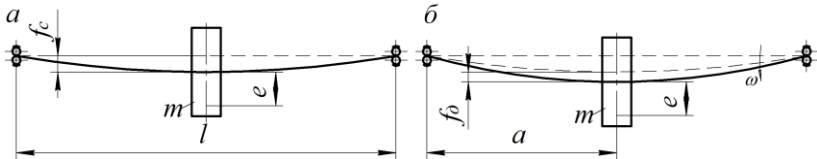


Рис.4.1.

Під дією гравітаційної сили вал прогинається на величину статичного прогину  $f_c$  (рис.4.1, а). При обертанні вала (рис.4.1, б), під дією сили інерції, виникає його динамічний прогин, який визначається

$$f_d = \frac{e}{\frac{c}{m_c \omega^2} - 1}, \quad (4.1)$$

де  $m_c$  – приведена маса коливальної системи, кг (визначення див. С.19);  
 $e$  – зміщення центра маси диска 4 (ексцентриситет), мм ( $e = 56,5$  мм);  
 $\omega$  – кутова швидкість вала, яка чисельно рівна значенню частоти вимушених коливань, рад/с;  $c$  – жорсткість коливальної системи, Н/м.

Вираз  $\frac{c}{m_c} = p^2$  являє собою квадрат частоти власних коливань системи. Тоді вираз (4.1) прийме вигляд

$$f_o = \frac{e}{\frac{p^2}{\omega^2} - 1}. \quad (4.2)$$

Із виразу (4.2) видно, що з збільшенням кутової швидкості  $\omega$  збільшується і прогин  $f_o$ , а якщо  $p \rightarrow \omega$ , тоді прогин  $f_o \rightarrow \infty$  настає резонанс. В цьому випадку критична кутова швидкість вала  $\omega_{кр} = p$ , або

$$\omega_{кр} = p = \sqrt{\frac{c}{m_c}} = \frac{\pi n_{кр}}{30}. \quad (4.3)$$

Звідки критична частота обертання вала в об/хв буде:

$$n_{кр} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{c}{m_c}}.$$

Жорсткість  $c = \frac{m_c g}{f_c}$ , а  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ , тоді

$$n_{кр} = 29,9 \sqrt{\frac{1}{f_c}}. \quad (4.4)$$

При дальшому збільшенні частоти обертання вище критичної, знаменник виразу (4.2) перетворюється в нерівність

$$\frac{p^2}{\omega^2} - 1 < 0.$$

Динамічний прогин стане рівним

$$f_o = \frac{e}{\frac{p^2}{\omega^2} - 1} = \frac{e}{1 - \left(\frac{\omega_{кр}}{\omega}\right)^2}. \quad (4.5)$$

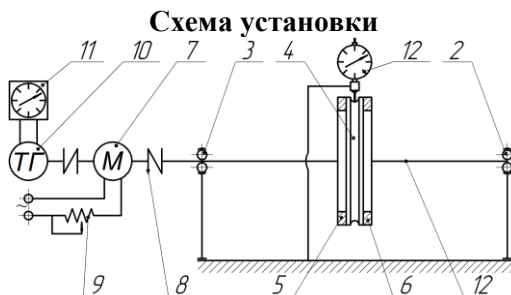
З виразу (4.5) видно, що при збільшенні кутової швидкості, тобто  $\omega > \omega_{кр}$  динамічний прогин зменшується. При  $\omega \rightarrow \infty$  значення  $y = -e$ . Таке явище називається *самовстановленням* вала у



закритичній області.

Теоретично, коли настає резонанс  $f_0 \rightarrow \infty$ , це засвідчує, що система повинна зруйнуватись. На практиці внаслідок впливу різних опорів (внутрішнього та зовнішнього тертя) величина амплітуди буде обмеженою і система може короточасно зберігати працездатність в резонансному режимі. Рекомендується в діапазоні  $(0,7 \dots 1,3)n_{кр}$ , робити швидкий перехід через резонансну зону.

**Опис установки.** Для дослідження критичної частоти обертання валів використовується установка ДМ 36М (рис.4.2). Установка складається з вала 1, встановленого на двох опорах 2 і 3 з сферичними підшипниками. На валу 1 встановлений диск 4 і закріплений цанговим затискачем. Масу диска 4 можна змінювати за рахунок додаткових вантажів, у вигляді кілець 5 і 6, які по мірі необхідності нагвинчуються на диск.



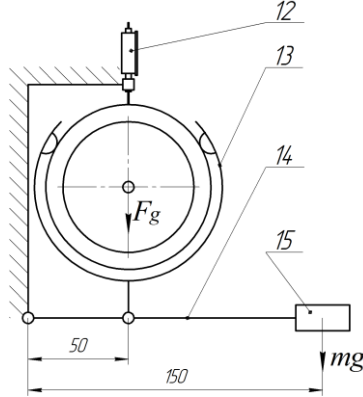
**Рис. 4.2.**

Незрівноваженість обертальних мас створюється шляхом загвинчування додатково гвинта в кільце 6.

Вал приводиться в обертання універсальним колекторним двигуном 7 типу УЛ-062 через муфту 8. Зміна частоти обертання двигуна здійснюється за допомогою автотрансформатора 9 типу ЛАТР-2М. Замір частоти обертання вала здійснюється за допомогою приладу 10 в вигляді тахогенератора ТМГ-30П і контролюється приладом 11. При визначенні статичного прогину  $f_c$ , над диском 4 встановлюється індикатор 12 годинникового типу.

Для визначення статичного прогину вала на установці передбачений спеціальний пристрій (рис.4.3). Він складається із розрізаного кільця 13 з упорами, важеля 14 і вантажу 15 масою 3кг, що створює навантаження вала силою  $F_g = 88,3Н$ . Величина прогину  $f$  читається на шкалі індикатора 12.

### Схема пристрою



**Рис. 4.3.**

В установці передбачена можливість, зміни жорсткості системи шляхом переміщення диска відносно опор.

### ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ

1. Визначають розрахункове значення величини статичного прогину  $f_{cp}$ .

$$f_{cp} = \frac{m_c g (l - a)^2 a^2}{3EI}, \quad (4.6)$$

де  $m_c = m + 0,5 m_6$ ,  $m = 2,7 \text{ кг}$  – маса диска;  $m_6 = 0,485 \text{ кг}$  – маса дослідного вала;  $l, a$  – див. *рис.4.1*. Для дослідної установки найбільша довжина між опорами  $l=0,56 \text{ м}$ , , а  $a$  може бути рівним:  $0,25 \text{ м}$ ,  $0,275 \text{ м}$ ,  $0,3 \text{ м}$ ;  $E=2,15 \cdot 10^{11} \text{ Па}$  – модуль пружності матеріалу вала;  $I = 101,79 \cdot 10^{-11} \text{ м}^4$  – момент інерції перерізу вала з  $d = 0,012 \text{ м}$ .

2. Визначають жорсткість коливальної системи. Встановлюють навантажувальний пристрій на диск.

$$c = \frac{F_g}{f}, \quad (4.7)$$

де  $F_g$  – сила, що навантажує диск, див. *рис.4.3*;  $f$  – деформація вала від  $F_g$  вимірюється за допомогою індикатора 12 (див. *рис.4.3*),  $\text{м}$ .

3. Визначають статичний прогин вала експериментально–розрахунковим методом

$$f_{ce} = \frac{m_c g}{c}. \quad (4.8)$$

4. Визначають критичну частоту обертання вала за формулою (4.4) двічі: при  $f_c = f_{cp}$  і  $f_c = f_{ce}$ .

5. Знімають навантажувальний пристрій, відводять індикатор від диска і вмикають електродвигун.

6. Поворотом рукоятки ЛАТР-2М плавно збільшують частоту обертання вала, двічі знімаючи її значення; при загоранні лампи «Резонанс» - початок резонансу  $n'_{кр}$ ; при затуханні - кінець резонансу  $n''_{кр}$ . Період часу роботи в резонансному режимі повинен не перевищувати 10 секунд. Досліди повторюють 3 рази.

7. Визначають середні значення критичної частоти обертання вала

$$n_{кр.с}^e = \frac{n'_{кр.с} + n''_{кр.с}}{2}, \quad (4.9)$$

де  $n'_{кр.с}$  і  $n''_{кр.с}$  – середні значення частоти обертання вала трьох вимірів, відповідно початку і кінця резонансу, об/хв.

Всі результати, розрахункові і дослідні, заносяться в табл. 4.1.

8. Порівнюють числові величини критичних частот обертання, одержані розрахунковим і дослідним шляхом.

9. Роблять висновки про вплив різних параметрів на величину критичної частоти обертання вала.

10. Будують графік залежностей  $f_\partial = f(p, \omega)$ , використовуючи формулу (4.2) при  $\omega = 50 \dots 200 \text{ рад/с}$ , з інтервалом  $10 \text{ рад/с}$ .

11.

Таблиця 4.1.

Результати вимірювань і обчислень

№ досліду	№ виміру	$m$ , кг	$m_e$ , кг	$a$ , м	покази інди- катора 12	Обчислення				Досліди				
						$f_{cp}$ , м	$f_{ce}$ , м	$n_{кр(fcp)}$ , об/хв	$n_{кр(fce)}$ , об/хв	$n'_{кр}$ , об/хв	$n'_{кр.с}$ , об/хв	$n''_{кр}$ , об/хв	$n''_{кр.с}$ , об/хв	$n_{кр.с}^e$ , об/хв
1	1	2,7	0,485	0,25										
	2													
	3													
2	1			0,275										
	2													
	3													
3	1			0,3										
	2													
	3													

## ЛАБОРАТОРНА РОБОТА №5

### ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ ТЕРТЯ В ПІДШИПНИКАХ КОЧЕННЯ

**Мета роботи:** 1. Вивчити методику експериментального і розрахункового визначення моменту опору і приведеного коефіцієнта тертя в підшипниках кочення.

2. Дослідити закономірності зміни моменту опору і приведеного коефіцієнта тертя від навантаження, кутової швидкості та умов мащення підшипників.

### ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ

Втрати потужності в машинах залежать від процесів тертя, які проходять в них. В підшипниках кочення втрати потужності обумовлені: наявністю тертя між тілами кочення (кульками або роликками) і кільцями, тілами кочення і сепаратором; опором масла, тощо. У зв'язку з складністю визначення цих складових, в інженерній практиці при оцінці втрат в підшипниках кочення використовують поняття приведеного коефіцієнта тертя  $f'$ , який в комплексі включає тертя ковзання, тертя кочення і інші втрати. При цьому умовно приймають, що сумарна сила тертя прикладена на плечі, рівному половині внутрішнього діаметра  $d$  підшипника. Тоді приведений момент опору (тертя) визначається за формулою

$$M'_f = F_r f' \frac{d}{2} z_n, \quad (5.1)$$

де  $F_r$  – радіальне навантаження на один підшипник,  $H$ ;  $z_n$  – кількість підшипників в експериментальній головці.

Лабораторна установка ДМ-28 укомплектована головками, в яких встановлені по чотири підшипники, два експериментальні та два у якості опор.

Зовнішнє навантаження підшипників здійснюється силою яка навантажує кожний підшипник силою  $F_r$

$$F_r = \frac{F}{2}.$$

Тоді, з врахуванням вище наведеного, вираз (5.1) набуде вигляду:

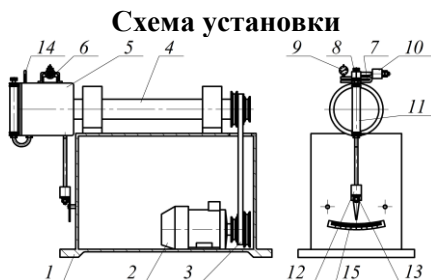
$$M'_f = F f' d, \quad (5.2)$$

звідки знаходимо приведений коефіцієнт тертя

$$f' = \frac{M'_f}{F d}. \quad (5.3)$$

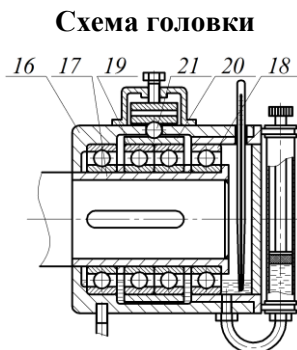
**Опис установки.** Лабораторна установка ДМ 28 (рис. 5.1) складається з корпусу 1, електродвигуна 2, трьохступеневої клинопасової передачі 3, яка дозволяє одержувати кутову швидкість вала 4 відповідно: 105, 210, 315  $\text{rad/s}$ , головки 5 з силовимірювальним пристроєм 6. Установка укомплектована головою, в якій встановлені роликові конічні радіально-упорні підшипники легкої серії №7208.

Силовимірювальний пристрій складається з підковоподібного динамометра 7, гвинта 8 і індикатора годинникового типу 9. Крім того, на головці закріплені: балансувач 10, помпа 11, маятник 12 зі стрілкою 13. Для вимірювання температури служить термометр 14. Величина приведенного моменту тертя читається на шкалі 15,  $\text{кгс}\cdot\text{см}$ .



**Рис. 5.1.**

Головка 5 (рис. 5.2) складається з корпусу 16, втулки 17, двох крайніх 18 і двох середніх 19 підшипників, проміжної втулки 20. За допомогою втулки 17 головка встановлюється на вал 4. На втулку 17 насаджені підшипники 18 і 19 внутрішніми кільцями. Два крайні підшипники 18 зовнішніми кільцями закріплені в корпусі 16, а два середніх 19 - запресовані в проміжну втулку 20, яка сприймає навантаження від силовимірювального пристрою через кульку 21.



**Рис. 5.2.**

Установка працює так. При вмиканні електродвигуна 2 через клинопасову передачу 3 обертання передається на вал 4. Втулка 17 головки 5 обертається разом з валом і передає рух одночасно всім чотирьом підшипникам 18 і 19. Момент тертя, що виникає в підшипниках, намагається повернути корпус 16 головки, а з ним і маятник 12, який відхиляючись на деякий кут, буде вдержувати головку від повного обертання. Кут відхилення маятника 12 залежить від величини моменту тертя в підшипниках. Стрілка 13 маятника 12 на шкалі 15 показує величину цього моменту.

### **ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ**

1. Для досліджуваних підшипників із [3] виписують геометричні розміри і параметри.
2. Зовнішнім оглядом перевіряють справність установки
3. Встановлюють на вал 4 головку 5 і перевіряють надійність її кріплення.
4. Вмикають електродвигун на 10...15 хвилин і під навантаженням підшипників прогрівають установку.
5. Розвантажують підшипники і за допомогою балансувача 10 встановлюють стрілку 13 маятника 12 на нуль шкали 15.
6. Помпою 11 встановлюють необхідний рівень масла.
7. Гвинтом 8 навантажують підшипники с початковою силою  $F = 2000H$  через підковоподібний динамометр 7 і кульку 21. Індикатором 9 контролюють деформацію динамометра. Ціна поділки індикатора  $87H$ .
8. Вмикають електродвигун 2, витримують паузу заспокоєння стрілки 13 маятника 12 і фіксують величину моменту тертя в підшипниках кочення.
9. Вимикають електродвигун 2 і після повної його зупинки приступають до виконання наступного дослідів в послідовності за пунктами 7...9. Наступні дослідів проводять з інтервалом навантаження  $1500H$  в межах до  $8000H$ .
10. Результати вимірювань і досліджень заносять до *табл.5.1*.
11. Будують графіки залежностей:  $M'_f = f(F)$ ;  $f' = f(F)$ .
12. Роблять висновки.

*Таблиця 5.1.*

#### **Результати вимірювань і обчислень**

$\omega, \text{рад/с}$	№ виміру	$n$	$F, H$	$M'_f, H\text{мм}$	$f'$
105	1				
	2				
	3				
210	1				
	2				
	3				
315	1				
	2				
	3				

## ЛАБОРАТОРНА РОБОТА №6

### ВИЗНАЧЕННЯ МОМЕНТІВ ТЕРТЯ ПРИ ЗАГВИНЧЕНІ ГАЙКИ

**Мета роботи:** 1. Вивчити розрахунковий та експериментальний методи визначення моментів тертя в різьбі та на торці гайки при затягуванні болтового з'єднання.

2. Встановити залежності цих моментів від осевого навантаження болтів.

#### ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ

В сучасному машинобудуванні широке застосування одержали напружені болтові з'єднання, в яких здійснюється значне попереднє загвинчування гайки. Необхідна сила загвинчування гайки досягається прикладеним до неї моментом  $M_{zp}$ . Цей момент рівний

$$M_{zp} = M_p + M_{on}, \quad (6.1)$$

де  $M_p$  – момент тертя в різьбі,  $H_{мм}$ ;  $M_{on}$  – момент тертя в опорній поверхні гайки,  $H_{мм}$ .

Моменти  $M_p$  і  $M_{on}$  можна визначити за формулами:

$$M_p = F_a \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\beta + \varphi'); \quad (6.2)$$

$$M_{on} = \frac{1}{3} F_a f \frac{D^3 - d_0^3}{D^2 - d_0^2}, \quad (6.3)$$

де  $F_a$  – осьоова сила затягування гайки,  $H$ ;  $d_2$  – середній діаметр різьби болта,  $мм$ ;  $D$  і  $d_0$  – діаметри опорної поверхні гайки, відповідно зовнішній і внутрішній,  $мм$ ;  $\beta$  – кут підйому гвинтової лінії;  $\varphi'$  – приведений кут тертя між витками різьби болта і гайки;  $f$  – коефіцієнт тертя між опорною поверхнею гайки і з'єднувальної деталі.

Значення кутів  $\beta$  і  $\varphi'$  можна визначити

$$\beta = \operatorname{arctg} \frac{p_t}{\pi d_2}; \quad \varphi' = \operatorname{arctg} f'_1, \quad (6.4)$$

де  $p_t$  – крок різьби,  $мм$ ;  $f'_1$  – приведений коефіцієнт тертя в різьбовій парі, рівний

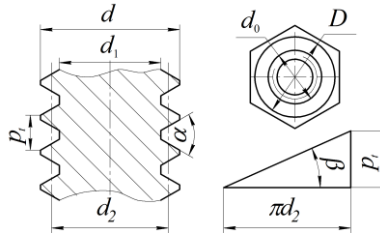
$$f'_1 = \frac{f_1}{\cos \frac{\alpha}{2}}, \quad (6.5)$$

де  $f_1$  – коефіцієнт тертя в різьбовій парі - болт-гайка, приймається

$f_1=0,08$ ;  $\alpha$  – кут профілю різьби: для метричної різьби –  $\alpha = 60^\circ$ .

Параметри різьби і гайки показані на *рис.6.1*.

### Параметри різьби і гайки



**Рис.6.1.**

З достатньою точністю момент загвинчування гайки визначається експериментально за допомогою динамометричного ключа

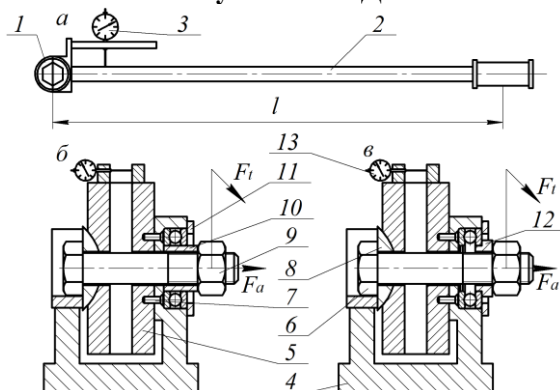
$$M_{ze} = M_{pe} + M_{one} = F_t l, \quad (6.6)$$

де  $F_t$  – сила, прикладена до рукоятки динамометричного ключа,  $H$ ;  $l$  – плече прикладення сили,  $mm$ .

Сили  $F_a$  і  $F_t$  визначаються експериментально (*рис.6.2*).

**Опис установки.** Для визначення експериментальним шляхом моментів загвинчування гайки і його складових використовують установку ДМ 27 (*рис.6.2*). Ця установка складається з динамометричного ключа (*рис.6.2, а*) і пристрою, який моделює процес затягування болтового з'єднання.

### Схема установки ДМ-27



**Рис.6.2.**

Динамометричний ключ (*рис. 6.2, а*) складається з ключової головки 1, важеля 2 та індикатора 3 і служить для загвинчування гайки з коловою силою  $F_t$ , величина якої визначається в залежності від



деформації важеля 2 ключа  $\delta_k$  із графіка  $F_t = f(\delta_k)$  (рис. 6.3).

Пристрій, який моделює процес затягування болтового з'єднання (рис.6.2, б і в) складається з корпусу 4, пружини 5 і досліджуваного болта 6. Пружина 5 кріпиться до корпусу 4 за допомогою гвинтів 7. Болт 6 встановлений в центральний отвір пружини 5 і опирається головкою на сферичну шайбу 8. На різьбову частину болта 6 нагвинчена гайка 9, яка торцем може опиратися на втулку 10 (рис.6.2, б), або упорний підшипник 11 через шайбу 12 (рис.6.2, в). Для вимірювання деформації пружини 5 служить індикатор 13.

### ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ

1. Заміряють розміри гайки 9 і різьби болта 6 за допомогою штангенциркуля і різьбоміра, співставляють їх з даними ГОСТ 3724-81.

2. Визначають максимальну осьову силу затягування болта з умови міцності його на розтяг

$$F_{a \max} = \frac{\pi d_1^2}{4K_3} [\sigma_p], \quad (6.7)$$

де  $d_1$  – внутрішній діаметр різьби болта, мм;  $K_3 = 1,3$  – коефіцієнт, який враховує напруження кручення;  $[\sigma_p] = 100 \dots 120 \text{ Н/мм}^2$  – допустимі напруження на розтяг для матеріала болта.

3. З графіка залежності  $F_a = f(\delta_n)$  (рис.6.3) для  $F_{a \max}$  знаходять  $\delta_{n \max}$  – значення максимальної деформації пружини 5.

Залежності  $F_t = f(\delta_k)$  і  $F_a = f(\delta_n)$

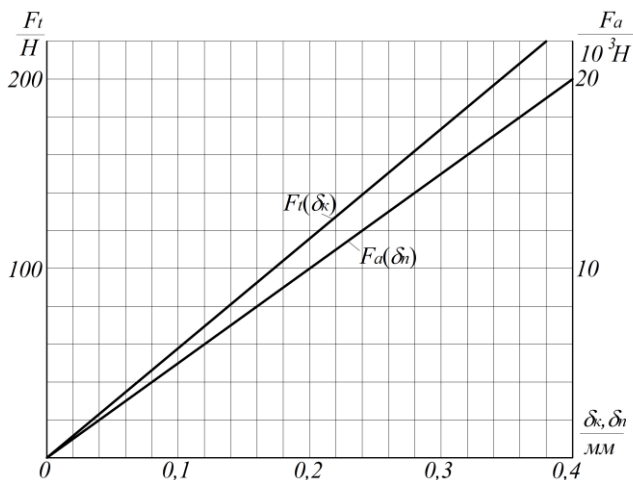


Рис. 6.3.

4. За допомогою динамометричного ключа загвинчують гайку 9 (положення установки (рис.6.2, б), при цьому одночасно фіксують деформації пружини  $\delta_n$  і важеля ключа  $\delta_k$  в межах  $\delta_n < \delta_{n\max}$ . Досліди проводять не менше, як для трьох значень  $F_a$ .

5. За допомогою графіків  $F_t = f(\delta_k)$  і  $F_a = f(\delta_n)$  визначають сили  $F_a$  і  $F_t$ .

6. Додатково приймають  $f = 0,08...0,15$ , визначають  $M_{zp}$  і  $M_{ze}$  за формулами (6.1) і (6.6) відповідно (розрахунковим і експериментальним методами).

7. За допомогою динамометричного ключа загвинчують гайку 9 (положення установки (рис.6.2, в), а далі дослід проводять, як вказано в п.4.

8. Виконують дії, які вказані в п.5 для положення установки (рис.7.2, б).

9. Для цього ж положення установки виконують розрахунки, які вказані в п.6 з деякими особливостями: момент тертя в різьбі розрахунковий  $M_{pp}$  визначають за формулою (7.2), а експериментальний  $M_{pe}$  (7.6), у зв'язку з тим, що  $M_{one} = 0$ .

10. Результати дослідів та розрахунків заносять до табл.6.1.

11. Будують графіки залежностей:

$$M_{ze} = f(F_a), M_{zp} = f(F_a), M_{pe} = f(F_a) \text{ і } M_{pp} = f(F_a).$$

12. Роблять висновки.

Таблиця 6.1.

### Результати дослідів і розрахунків

Схема навантаження	№ виміру	$\delta_k$ , мм	$F_t$ , Н	$\delta_n$ , мм	$F_a$ , Н	$l$ , мм	Дослідні			Розрахункові		
							$M_{ze}$ ,	$M_{pe}$ ,	$M_{one}$ ,	$M_{zp}$ ,	$M_{pp}$ ,	$M_{opr}$ ,
							Нмм	Нмм	Нмм	Нмм	Нмм	Нмм
рис.6.2., б	1											
	2											
	3											
рис.6.2., в	1											
	2											
	3											

## ЛАБОРАТОРНА РОБОТА №7

### ВИПРОБУВАННЯ НАДІЙНОСТІ БОЛТОВОГО З'ЄДНАННЯ НАВАНТАЖЕНОГО ПОПЕРЕЧНО-ЗСУВАЮЧОЮ СИЛОЮ

**Мета роботи:** 1. Експериментальним шляхом встановити залежність між зсувною силою і осьовою силою затягування болта в напруженому болтовому з'єднанні.  
2. Визначити коефіцієнт тертя.

#### ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ

В землерийній, меліоративній та іншій техніці широке застосування одержали болтові з'єднання зі значним попереднім затягуванням болтів. Надійність таких з'єднань визначається умовою:

$$F_t \leq F_f = F_a f i z, \quad (7.1)$$

де  $F_t$  – зсувна сила, Н;  $F_f$  – сила тертя, Н;  $F_a$  – осьова сила затягування болта, Н;  $f$  – коефіцієнт тертя між з'єднуваними деталями;  $i$  – число пар поверхонь тертя;  $z$  – число болтів.

В цій роботі зсувна  $F_t$  і осьова  $F_a$  сили визначаються експериментально.

Осьова сила  $F_a$  визначається непрямим вимірюванням. На початку за допомогою динамометричного ключа визначається момент загвинчування гайки

$$M_1 = m_1 n_1, \quad (7.2)$$

де  $m_1 = 930 \text{ Нмм}$  – ціна поділки індикатора динамометричного ключа;  $n_1$  – число поділок відхилення стрілки індикатора. Далі прирівнюючи вирази (7.2) і (6.1) з врахуванням (6.2) і (6.3) отримаємо

$$F_a = \frac{m_1 n_1}{K}, \quad (7.3)$$

де

$$K = \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\beta + \varphi') + \frac{1}{3} f \frac{D^3 - d_0^3}{D^2 - d_0^2}. \quad (7.4)$$

Величини, що входять у (7.4) описані в роботі 6.

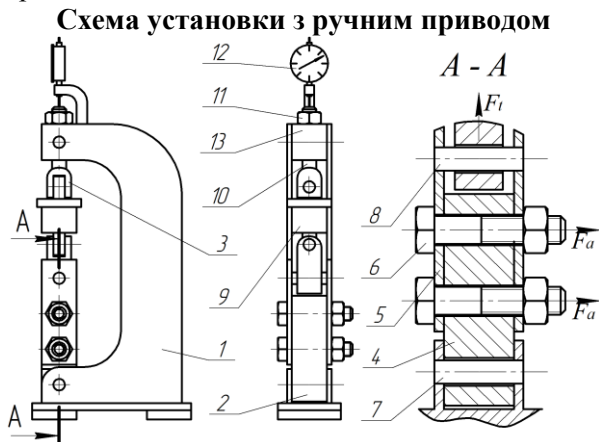
Зсувна сила  $F_t$  створюється гвинтовою парою зсувного пристрою і визначається

$$F_t = m_2 n_2, \quad (7.5)$$

де  $m_2 = 4,9 \text{ Н}$  – ціна поділки індикатора зсувного пристрою;  $n_2$  – число поділок відхилення стрілки індикатора.

**Опис установки.** Для дослідження залежності між силами, використовується установка з ручним приводом зсувного пристрою.

Дослідна установка з ручним приводом (рис.7.1) складається із рами 1, з'єднання 2 і зсувного пристрою 3. З'єднання 2 складається з бруска 4, накладок 5 і болтів 6. За допомогою пальців 7 і 8 з'єднання 2 кріпиться до рами 1, і зсувного пристрою 3. Зсувний пристрій 3 складається з пружинного динамометра 9, натягуючого гвинта 10 з гайкою 11, індикатора 12 і поперечини 13, яка у верхній частині кріпиться до рами 1.



**Рис. 7.1.**

Установка працює так. За допомогою динамометричного ключа проводять затягування болтів 6 з'єднання 2 у нижньому положенні натягуючого гвинта 10. Далі, за допомогою ключа загвинчують гайку 11 натягуючого гвинта 10 до зсуву накладок 5. Зсув накладок 5 супроводжується клацанням. Величина переміщення накладок 5 (деформація динамометра) при зсуві фіксується індикатором 12.

### **ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ**

1. Заміряють розміри різьби болтів і гайок з'єднання (див. рис.6.1), визначають  $K$  за формулою (7.4) та максимальну осьову силу  $F_{amax}$  за формулою (6.7).

2. Визначають число поділок  $n_{1max}$ , яке відповідає  $F_{amax}$  за формулою (7.3).

3. Розвантажують (рис.7.1) болтове з'єднання 2 – бокові накладки 5 ставлять в крайнє положення, протилежне зсувному пристрою 3.

4. Попередньо затягують болти 6 від руки і встановлюють стрілку індикатора динамометричного ключа на «0».

5. Далі затягування болтів виконують динамометричним ключом,  $n_1$  повинно бути в межах  $n_{1n} < n_1 < n_{1\max}$ . Початкове значення  $n_{1n}$  задає викладач.

6. Загвинчують від руки гайку 11 натяжного гвинта 10 зсувного пристрою до вибору зазорів в пальцевих з'єднання 7 та 8 і стрілку індикатора 12 встановлюють на «0».

7. Гайку 11 натяжного гвинта 10 зсувного пристрою загвинчують до моменту зсуву, про що свідчить клацання. Величину деформації динамометра 9 знімаємо з показів індикатора 12 на кожному інтервалі затягування болтового з'єднання  $n_1$ .

8. Визначають  $F_t$ ,  $F_a$  і  $f$  по середніх значеннях  $n_1$  та  $n_2$ .  
Результати вимірювань і обчислень заносять до табл.7.1.

9. Будують графік залежності  $F_t = f(F_a)$ .

10. Роблять висновки.

Таблиця 7.1.

**Результати вимірювань і розрахунків**

№ виміру	$n_1$	$F_a, H$	$n_2$	$F_t, H$	$f$
1					
2					
3					

## Література

1. Малащенко В. О., Янків В. В. Деталі машин. Курсове проектування : навч. посібник. Львів : Новий світ, 2014, 232 с.

2. Павлище В. Т. Основи конструювання та розрахунки деталей машин. К. : Вищ. шк., 2003, 560 с.

3. Павлище В. Т. Підшипники кочення: Основні параметри, конструкції опор, змащування, ущільнення та розрахунки ресурсу. Львів : Національний університет "Львівська політехніка", "Інтелект-Захід", 2001, 136 с.

4. Стрілець В.М. Деталі машин : навч. посібник. Рівне : НУВГП, 2008, 264 с.

5. Стрілець В. М., Шинкаренко І. Т., Похильчук І. О. Практикум з курсу «Деталі машин» : навч. посібник. Рівне : НУВГП, 2007. 192 с.